

02-B-246 wdyo

## HEAT-EXCHANGER FOR AIR-CONDITIONER IN VEHICLE

Publication number: JP11006693 (A)

Publication date: 1999-01-12

Inventor(s): FUKUOKA MIKIO; NAKAMURA MITSUGI; YOMO KAZUFUMI;  
SUGI HIKARI; KAMIMURA YUKIO

Also published as:

DE19818004 (A1)

US6341648 (B1)

Applicant(s): DENSO CORP

Classification:

- International: F28F1/02; B21C37/08; B21C37/14; B21C37/15; B60H1/00;  
F28D1/03; F28D1/04; F28D1/053; F28F9/02; F28F9/26;  
F28F1/02; B21C37/06; B21C37/08; B21C37/15; B60H1/00;  
F28D1/02; F28D1/04; F28F9/02; F28F9/26; (IPC1-  
7): F28D1/053; F28F1/02; F28F9/02- European: F28F9/26B; B21C37/08E; B21C37/14; B21C37/15B;  
B60H1/00F1; F28D1/03L; F28D1/04E2; F28D1/04E4C;  
F28F9/02A2C2

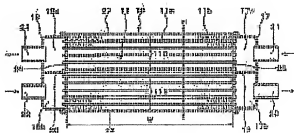
Application number: JP19970198833 19970724

Priority number(s): JP19970198833 19970724; JP19970106282 19970423

## Abstract of JP 11006693 (A)

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To obtain a heat-exchanger for vehicle having longer breadthwise dimensions than the vertical dimensions in which the temperature difference of the air being diffused in the breadthwise direction at a heat-exchanging core part is reduced by dividing the heat-exchanging core part into a plurality of core parts and flowing a heat source fluid at one and the other core parts reversely in the breadthwise direction at the core part.

**SOLUTION:** The heat-exchanging core part 11 of a heat-exchanger for warming a vehicle comprises a flat tube 11a and a corrugated fins 11b and the breadthwise dimensions W are set extremely larger than the vertical dimensions H. The heat-exchanging core part 11 is divided vertically into first and second core parts 110, 111 and the inside of tanks 17, 18 are partitioned vertically by arranging partitioners 19, 20. Hot water from an inlet pipe 21 is fed from one end toward the other end of the core part in the breadthwise direction at the first core part 110 whereas hot water from an inlet pipe 22 is fed from the other end toward one end of the core part in the breadthwise direction at the second core part 111.



Data supplied from the esp@cenet database — Worldwide

特開平11-6693

(43) 公開日 平成11年(1999) 1月12日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup> 識別記号  
 F 2 8 D 1/053  
 F 2 8 F 1/02  
 9/02 3 0 1

F I  
 F 2 8 D 1/053 A  
 F 2 8 F 1/02 B  
 9/02 3 0 1 D

審査請求 未請求 請求項の数16 O L (全 18 頁)

(21) 出願番号 特願平9-198833

(22) 出願日 平成9年(1997) 7月24日

(31) 優先権主張番号 特願平9-106282

(32) 優先日 平9 (1997) 4月23日

(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(71) 出願人 00004260

株式会社デンソー

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(72) 発明者 福岡 幹夫

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社  
デンソー内

(72) 発明者 中村 貢

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会  
社デンソー内

(72) 発明者 四方 一史

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会  
社デンソー内

(74) 代理人 弁理士 伊藤 洋二 (外1名)

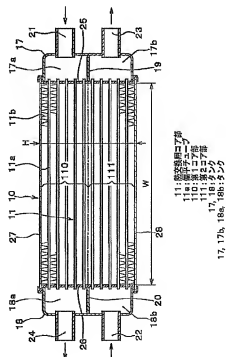
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両空調用熱交換器

(57) 【要約】

【課題】 上下方向寸法に比して幅方向寸法が極端に大きい横長形状の暖房用熱交換器において、熱交換用コア部の流通抵抗の増大を抑制するとともに、熱交換用コア部幅方向の吹出空気温度差を低減する。

【解決手段】 熱交換用コア部11を、上下方向に少なくとも2つのコア部110、111に分割し、この2つのコア部110、111のうち、上側の第1コア部110を流通する温水と、下側の第2コア部111を流通する温水を、コア部幅方向において逆方向に流通させる。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 上下方向寸法に比して幅方向寸法が大きい横長の車両空調用熱交換器において、

熱源流体が流通するチューブ(11a)と、このチューブ(11a)に接合されたフィン部材(11b)とからなる熱交換用コア部(11)が、少なくとも2つのコア部(110、111)に分割されており、

この2つのコア部(110、111)のうち、第1コア部(110)を流通する熱源流体と第2コア部(111)を流通する熱源流体が、コア部幅方向において逆方向に流通することを特徴とする車両空調用熱交換器。

【請求項2】 前記第1、第2コア部(110、111)が上下方向に分割されていることを特徴とする請求項1に記載の車両空調用熱交換器。

【請求項3】 前記第1、第2コア部(110、111)の幅方向の両端に、それぞれ前記チューブ(11a)への前記熱源流体の分配、集合を行うタンク(17a、17b、18a、18b)を配置し、前記第1コア部(110)の幅方向の一端のタンク(17a)を流体入口側タンクにするとともに、前記第1コア部(110)の幅方向の他端のタンク(18a)を流体出口側タンクとし、

前記第2コア部(111)の幅方向の一端のタンク(17b)を流体出口側タンクにするとともに、前記第2コア部(111)の幅方向の他端のタンク(18b)を流体入口側タンクとし、

前記第1コア部(110)では幅方向の一端から他端に向かって前記熱源流体が流れ、

前記第2コア部(111)では幅方向の他端から一端に向かって前記熱源流体が流れるようにしたことを特徴とする請求項2に記載の車両空調用熱交換器。

【請求項4】 前記第1、第2コア部(110、111)の幅方向の一端に、前記熱源流体が流入する入口側タンク(18b)および前記熱源流体を外側へ流出させる出口側タンク(18a)を上下方向に分割して配置するとともに、

前記第1、第2コア部(110、111)の幅方向の他端に2つのタンク(17a、17b)を上下方向に分割して配置し、

前記第1、第2コア部(110、111)のチューブ(11a)に比して開口断面積が十分大きい第1、第2バイパス通路手段(50、51)を前記チューブ(11a)の通路と並列に設け、

前記入口側タンク(18b)からの前記熱源流体が前記第1バイパス通路手段(50)を通過して前記幅方向他端の2つのタンク(17a、17b)のうち、一方のタンク(17a)に流入し、この一方のタンク(17a)から前記第1コア部(110)を通過して前記熱源流体が前記出口側タンク(18a)に向かって流れるようにし、さらに、前記入口側タンク(18b)からの前記熱源流体

体が前記第2コア部(111)を通過して前記幅方向他端の2つのタンク(17a、17b)のうち、他方のタンク(17b)に流入し、この他方のタンク(17b)から前記第2バイパス通路手段(51)を通過して前記熱源流体が前記出口側タンク(18a)に向かって流れるようにしたことを特徴とする請求項2に記載の車両空調用熱交換器。

【請求項5】 前記第1、第2バイパス通路手段が前記第1、第2コア部(110、111)の内部で、前記チューブ(11a)と平行に配置されたバイパスチューブ(50、51)からなることを特徴とする請求項4に記載の車両空調用熱交換器。

【請求項6】 前記第1、第2バイパス通路手段が前記第1、第2コア部(110、111)の外側に配置されたバイパスチューブ(50、51)からなることを特徴とする請求項4に記載の車両空調用熱交換器。

【請求項7】 前記第1、第2コア部(110、111)が幅方向に分割されていることを特徴とする請求項1に記載の車両空調用熱交換器。

【請求項8】 前記熱交換用コア部(11)の幅方向の両端および中央部にそれぞれ前記チューブ(11a)への前記熱源流体の分配、集合を行うタンク(17、18、40)を配置し、前記熱交換用コア部(11)の幅方向の一端のタンク(17)と中央部のタンク(40)との間に前記第1コア部(110)を形成するとともに、前記熱交換用コア部(11)の幅方向の他端のタンク(18)と中央部のタンク(40)との間に前記第2コア部(111)を形成し、

前記熱交換用コア部(11)の幅方向の両端のタンク(17、18)をそれぞれ上下方向に分割するとともに、前記熱交換用コア部(11)の中央部のタンク(40)を幅方向に分割し、

前記幅方向の一端部のタンク(17)において、上下に分割された一方のタンク(17a)を流体入口側タンクとし、他方のタンク(17b)を流体出口側タンクとし、

前記第1コア部(110)では前記流体入口側タンク(17a)からの熱源流体を前記チューブ(11a)の一部を通過させた後に前記中央部の方のタンク(40a)に流入させ、この中央部の方のタンク(40a)にて前記熱源流体を方向転換させて前記チューブ(11a)の残部を通過させた後に前記流体出口側タンク(17b)に流入させ、

前記幅方向の他端部のタンク(18)において、上下に分割された一方のタンク(18b)を流体入口側タンクとし、他方のタンク(18a)を流体出口側タンクとし、

前記第2コア部(111)では前記流体入口側タンク(18b)からの熱源流体を前記チューブ(11a)の

一部を通過させた後に前記中央部の他方のタンク(40b)に流入させ、この中央部の他方のタンク(40b)にて前記熱源流体を方向転換させて前記チューブ(11a)の残部を通過させた後に前記流体出口側タンク(18a)に流入させることを特徴とする請求項7に記載の車両空調用熱交換器。

【請求項9】 前記熱交換用コア部(11)を通過する空気の流れ方向(C)の前後に、前記第1、第2コア部(110、111)が分割されていることを特徴とする請求項1に記載の車両空調用熱交換器。

【請求項10】 前記第1、第2コア部(110、111)の幅方向の一端に、前記熱源流体が流入する入口側タンク(18b)および前記熱源流体を外部へ流出させる出口側タンク(18a)を、前記空気流れ方向(C)の前後に分割して配置するとともに、

前記第1、第2コア部(110、111)の幅方向の他端に2つのタンク(17a、17b)を前記空気流れ方向(C)の前後に分割して配置し、

前記第1、第2コア部(110、111)のチューブ(11a)に比して開口断面積が十分大きい第1、第2バイパス通路手段(50、51)を前記チューブ(11a)の通路と並列に設け、

前記入口側タンク(18b)からの前記熱源流体が前記第1バイパス通路手段(50)を通過して前記幅方向他端の2つのタンク(17a、17b)のうち、一方のタンク(17a)に流入し、この一方のタンク(17a)から前記第1コア部(110)を通過して前記熱源流体が前記出口側タンク(18a)に向かって流れるようにし、さらに、前記入口側タンク(18b)からの前記熱源流体が前記第2コア部(111)を通過して前記幅方向他端の2つのタンク(17a、17b)のうち、他方のタンク(17b)に流入し、この他方のタンク(17b)から前記第2バイパス通路手段(51)を通過して前記熱源流体が前記出口側タンク(18a)に向かって流れるようにしたことを特徴とする請求項9に記載の車両空調用熱交換器。

【請求項11】 前記第1、第2バイパス通路手段の一方が、前記第1、第2コア部(110、111)の下側に、前記チューブ(11a)と平行に配置されたバイパスチューブ(50)からなり、

前記第1、第2バイパス通路手段の他方が、前記第1、第2コア部(110、111)の上側に、前記チューブ(11a)と平行に配置されたバイパスチューブ(51)からなることを特徴とする請求項10に記載の車両空調用熱交換器。

【請求項12】 前記バイパスチューブ(50、51)は、前記フィン部材(11b)との接合部が点接触となる断面形状に形成されていることを特徴とする請求項5または11に記載の車両空調用熱交換器。

【請求項13】 前記バイパスチューブ(50、51)

は、ろう付けにより接合される接合部(50a、51a)を有しており、

この接合部(50a、51a)を前記熱交換用コア部(11)の外周側に位置させたことを特徴とする請求項5、11、12のいずれか1つに記載の車両空調用熱交換器。

【請求項14】 前記熱交換用コア部(11)の上下方向寸法(H)に対して幅方向寸法(W)が3倍以上であることを特徴とする請求項1ないし13のいずれか1つに記載の車両空調用熱交換器。

【請求項15】 請求項1ないし14のいずれか1つに記載の車両空調用熱交換器(10)を横長形状の空調ユニット(4)内に收容し、この空調ユニット(4)を計器盤(3)に予め一体に組付けておき、この空調ユニット(4)と計器盤(3)とを一体のモジュール構造にして車両に搭載することを特徴とする車両用空調装置。

【請求項16】 請求項1ないし14のいずれか1つに記載の車両空調用熱交換器(10)と、

前記第1コア部(110)および前記第2コア部(111)に並列に前記熱源流体を循環させる流体通路(36a、36b、37a、37b)と、前記第1コア部(110)および前記第2コア部(111)に循環する流体の流れを断続する弁手段(35)とを具備することを特徴とする車両用空調装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、熱源流体(温水等)と空気を熱交換させて、空気を加熱または冷却する車両空調用熱交換器に関するもので、例えば、温水(エンジン冷却水)を熱源として空気を加熱する暖房用熱交換器に用いて好適である。

【0002】

【従来の技術】従来、車両空調装置においては、図27に示すように車両1の車室2内の前部に配置される計器盤3の下下部に空調ユニット4を配置している。この空調ユニット4には、送風機、冷房用熱交換器、暖房用熱交換器等が備えられている。暖房用熱交換器には、車両エンジン5からの温水が循環する。

【0003】このような配置レイアウトでは、空調ユニット4の上下方向の寸法hに比較的に余裕があるため、図28に示すように、暖房用熱交換器10として熱交換用コア部11の上下にタンク12、13を配置する構成を採用して、熱交換用コア部11の高さH、および幅Wとともに150～300mm程度の寸法とすることができ、従って、温水を熱交換コア部11の上下方向に流通させることにより、熱交換コア部11の幅(W)方向、換言すると、車両左右方向における吹出空気温度を均一化できる。

【0004】ところで、近年、車両においては、空調ユ

5

ニット4、計器類等の車室内機器を計器盤3に予め一体に組付けておき、これら機器を一体化した計器盤4全体を一体構造として車室内前部に搭載する、いわゆるモジュール構造にする要求が高まっている。このモジュール構造によると、空調ユニット4、計器類等の車室内機器が計器盤3に對し予め工場内で一体に組付けてあるもので、車両への搭載作業を著しく簡略化できる。また、空調ユニット4、計器類等の車室内機器と計器盤3とを予め一体化することにより、これら機器の全体スペースを縮小でき、車室内居住性を向上できる等の利点がある。

#### 【0005】

【発明が解決しようとする課題】本発明者らは、上記モジュール構造の具体的検討を行った結果、空調ユニット4の形態として、図29に示すように計器盤3の形態に沿って車両左右方向に延びる横長の扁平形状とすることが計器盤3との一体化のために有利であることが判明した。

【0006】この横長形状の空調ユニット4では、空調ユニット4の上下方向の寸法hが極端に小さく、幅方向（車両左右方向）の寸法が極端に大きい扁平形状となる。従って、横長形状の空調ユニット4に内蔵される暖房用熱交換器10の形態も、図30(a)に示すように、熱交換用コア部11の高さHが約100mm前後で、幅Wが500mm前後の極端に横長の形状となる。

【0007】その結果、タンク12、13は、高さHを低く抑えるために、図30(a)に示すように、熱交換用コア部11の幅方向の両端に配置する必要がある、温水が熱交換用コア部11の幅方向に一方のみに流れる形態となる。このように、幅方向寸法が極端に大きい横長の熱交換用コア部11を温水が幅方向の一方のみに流れると、熱交換用コア部11の温水入口側から出口側への流路長さが長いので、コア部11の温水入口側にして温水出口側では温水温度が大幅に低下する。その結果、コア部11の幅方向（車両左右方向）における吐出空気温度差が大きくなり、空調フィリングを阻害する。

【0008】この吐出空気温度差を低減するために、図30(b)に示すように、熱交換用コア部11の幅方向の一端に、温水入口側タンク14と温水出口側タンク15とを上下方向に仕切って配置するとともに、熱交換用コア部11の幅方向の他端に温水の流れを方向転換（Uターン）させるタンク16を配置する構成が考えられる。

【0009】この図30(b)の構成によれば、熱交換用コア部11の下側では温水が左側から右側へと流れ、熱交換用コア部11の上側では温水が右側から左側へと逆方向に流れるので、熱交換用コア部11の左右における吐出空気温度差を低減できる。しかし、図30(b)の構成は、図30(a)の構成に比して温水の流路長さが倍増となるので、熱交換用コア部11の温水流通抵抗

6

が大幅に増大し、温水流量の減少により暖房能力の低下を来す。

【0010】本発明は上記点に鑑みてなされたもので、上下方向寸法に比して幅方向寸法が極端に大きい横長形状の車両空調用熱交換器において、熱交換用コア部の流通抵抗の増大を抑制するとともに、熱交換用コア部幅方向の吐出空気温度差を低減することを目的とする。

#### 【0011】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するため、請求項1～16記載の発明では、上下方向寸法に比して幅方向寸法が大きい横長の車両空調用熱交換器において、熱交換用コア部（11）を、少なくとも2つのコア部（110、111）に分割し、この2つのコア部（110、111）のうち、第1コア部（110）を流通する熱源流体と第2コア部（111）を流通する熱源流体を、コア部幅方向において逆方向に流通させることを特徴としている。

【0012】これによると、車両空調用熱交換器が幅方向寸法の大きい横長の形態であっても、少なくとも2つに分割された第1、第2コア部（110、111）に熱源流体が、コア部幅方向において逆方向に流通することにより、コア部幅方向の吐出空気温度差を効果的に低減できる。しかも、2つのコア部（110、111）に分かれて、各コア部を並列に熱源流体が流れるから、熱源流体の流通抵抗の増大を抑制できる。

【0013】第1、第2コア部（110、111）は請求項2記載のように上下方向に分割して構成できる。請求項3記載の発明は、請求項2記載の発明をより具体化したものであって、第1、第2コア部（110、111）の幅方向の両端に、それぞれチューブ（11a）への熱源流体の分配、集合を行うタンク（17a、17b、18a、18b）を配置し、第1コア部（110）の幅方向の一端のタンク（17a）を流体入口側タンクにするとともに、第1コア部（110）の幅方向の他端のタンク（18a）を流体出口側タンクとし、第2コア部（111）の幅方向の一端のタンク（17b）を流体出口側タンクにするとともに、第2コア部（111）の幅方向の他端のタンク（18b）を流体入口側タンクとし、第1コア部（110）では幅方向の一端から他端に向かって前記熱源流体が流れ、第2コア部（111）では幅方向の他端から一端に向かって前記熱源流体が流れるようにしたものである。

【0014】これにより、前述したコア部幅方向の吐出空気温度差の低減と熱源流体の流通抵抗の増大抑制とを良好に両立できる。また、請求項4記載の発明も、請求項2記載の発明をより具体化したものであって、第1、第2コア部（110、111）の幅方向の一端に、熱源流体が流入する入口側タンク（18b）および熱源流体を外側へ流出させる出口側タンク（18a）を上下方向に分割して配置するとともに、第1、第2コア部（11

10

20

30

40

50

0、111)の幅方向の他端に2つのタンク(17a、17b)を上下方向に分割して配置し、第1、第2コア部(110、111)のチューブ(11a)に比して開口断面積が十分大きい第1、第2バイパス通路手段(50、51)をチューブ(11a)の通路と並列に設け、入口側タンク(18b)からの熱源流体が第1バイパス通路手段(50)を通過して幅方向他端の2つのタンク(17a、17b)のうち、一方のタンク(17a)に流入し、この一方のタンク(17a)から第1コア部(110)を通過して熱源流体が出口側タンク(18a)に向かって流れるようにし、さらに、入口側タンク(18b)からの熱源流体が第2コア部(111)を通過して幅方向他端の2つのタンク(17a、17b)のうち、他方のタンク(17b)に流入し、この他方のタンク(17b)から第2バイパス通路手段(51)を通過して熱源流体が出口側タンク(18a)に向かって流れるようにしたことを特徴としている。

【0015】これによると、前述したコア部幅方向の吹出空気温度差の低減と熱源流体の流通抵抗の増大抑制とを良好に両立できるのみならず、第1、第2コア部(110、111)の幅方向の一端に設けた入口側タンク(18b)と出口側タンク(18a)を用いて、第1、第2コア部(110、111)の双方に熱源流体を流通させることが可能となり、熱交換器への熱源流体循環用の流路構成を大幅に簡素化できる。

【0016】また、請求項5記載の発明では、請求項4において、第1、第2バイパス通路手段を第1、第2コア部(110、111)の内部で、チューブ(11a)と平行に配置されたバイパスチューブ(50、51)により構成することを特徴としている。これによると、バイパスチューブ(50、51)をコア部内部に一体化でき、熱交換器全体形状の小型化を実現できる。

【0017】また、請求項6記載の発明では、請求項4において、第1、第2バイパス通路手段を第1、第2コア部(110、111)の外部に配置されたバイパスチューブ(50、51)により構成することを特徴としている。これによると、バイパスチューブ(50、51)がコア部のフィン部材(11b)と接触しないので、バイパスチューブ(50、51)内の温水から空気への放熱を低減できる。その結果、バイパスチューブ(50、51)内の温水からの放熱に起因する吹出空気温度のばらつきをも低減できる。

【0018】また、第1、第2コア部(110、111)は請求項7記載のように幅方向に分割して構成することができる。請求項8記載の発明は、請求項7記載の発明をより具体化したものであって、熱交換用コア部(11)の幅方向の両端および中央部にそれぞれチューブ(11a)への前記熱源流体の分配、集合を行うタンク(17、18、40)を配置し、熱交換用コア部(11)の幅方向の一端のタンク(17)と中央部のタンク

(40)との間に第1コア部(110)を形成するとともに、熱交換用コア部(11)の幅方向の他端のタンク(18)と中央部のタンク(40)との間に第2コア部(111)を形成し、熱交換用コア部(11)の幅方向の両端のタンク(17、18)をそれぞれ上下方向に分割するとともに、前記熱交換用コア部(11)の中央部のタンク(40)を幅方向に分割し、幅方向の一端部のタンク(17)において、上下に分割された一方のタンク(17a)を流体入口側タンクとし、他方のタンク(17b)を流体出口側タンクとし、第1コア部(110)では流体入口側タンク(17a)からの熱源流体をチューブ(11a)の一部を通過させた後に中央部の一方のタンク(40a)に流入させ、この中央部の一方のタンク(40a)にて熱源流体を方向転換させてチューブ(11a)の残部を通過させた後に流体出口側タンク(17b)に流入させ、幅方向の他端部のタンク(18)において、上下に分割された一方のタンク(18b)を流体入口側タンクとし、他方のタンク(18a)を流体出口側タンクとし、第2コア部(111)では流体入口側タンク(18b)からの熱源流体をチューブ(11a)の一部を通過させた後に中央部の他方のタンク(40b)に流入させ、この中央部の他方のタンク(40b)にて熱源流体を方向転換させてチューブ(11a)の残部を通過させた後に流体出口側タンク(18a)に流入させることを特徴としている。

【0019】これにより、幅方向に分割した第1、第2コア部(110、111)を用いて、前述したコア部幅方向の吹出空気温度差の低減と熱源流体の流通抵抗の増大抑制とを良好に両立できる。さらに、第1、第2コア部(110、111)と、請求項9のように、熱交換用コア部(11)を通過する空気の流れ方向(C)の前後に分割して構成することができる。

【0020】これによると、空気の流れ方向(C)の前後に分割された第1、第2コア部(110、111)を、空気が通過する間に、横長熱交換器の幅方向での吹出温度分布が均一化される。すなわち、横長熱交換器の吹出側通路での空気混合を必要とすることなく、横長熱交換器の吹出直後に幅方向での吹出温度分布を均一化できる。

【0021】請求項10記載の発明は、請求項9記載の発明をより具体化したものであって、第1、第2コア部(110、111)の幅方向の一端に、熱源流体が流入する入口側タンク(18b)および熱源流体を外部へ流出させる出口側タンク(18a)を、空気流れ方向(C)の前後に分割して配置するとともに、第2コア部(110、111)の幅方向の他端に2つのタンク(17a、17b)を空気流れ方向(C)の前後に分割して配置し、第1、第2コア部(110、111)のチューブ(11a)に比して開口断面積が十分大きい第1、第2バイパス通路手段(50、51)をチューブ

(11a)の通路と並列に設け、入口側タンク(18b)からの熱源流体が第1バイパス通路手段(50)を  
 通って幅方向他端の2つのタンク(17a、17b)の  
 うち、一方のタンク(17a)に流入し、この一方の  
 タンク(17a)から第1コア部(110)を通して熱源  
 流体が出口側タンク(18a)に向かって流れるよう  
 に、さらに、入口側タンク(18b)からの熱源流体が  
 第2コア部(111)を通して幅方向他端の2つのタン  
 ク(17a、17b)のうち、他方のタンク(17b)  
 に流入し、この他方のタンク(17b)から第2バイ  
 パス通路手段(51)を通して熱源流体が出口側タン  
 ク(18a)に向かって流れるようにしたことを特徴とし  
 ている。

【0022】これによると、空気の流れ方向(C)の  
 前後に分割された第1、第2コア部(110、111)  
 を用いて、前述したコア部幅方向の吹出空気温度差の低  
 減と、熱源流体の流通抵抗の増大抑制と、熱交換器への  
 熱源流体循環用の流路構成の簡素化とを実現できる。また、  
 請求項1記載の発明では、請求項10において、  
 2バイパス通路手段の一方が、第1、第2コア部(11  
 0、111)の下側で、チューブ(11a)と平行に配  
 置されたバイパスチューブ(50)からなり、第1、  
 2バイパス通路手段の他方が、第1、第2コア部(11  
 0、111)の上側で、チューブ(11a)と平行に配  
 置されたバイパスチューブ(51)からなることを特徴  
 としている。

【0023】これによると、バイパスチューブ(50、  
 51)をコア部に一体化でき、熱交換器全体形状の小  
 型化を実現できる。また、請求項1記載の発明では、請  
 求項5または11において、バイパスチューブ(50、  
 51)を、フィン部材(11b)との接触面が点接触と  
 なる断面形状に形成することを特徴としている。

【0024】これによると、バイパスチューブ(50、  
 51)をコア部の内部に一体化する構造であっても、バ  
 イパスチューブ(50、51)とフィン部材(11b)  
 との接触面積を小さくして、バイパスチューブ(50、  
 51)内の温水がフィン部材(11b)を通して放熱す  
 る熱量を低減でき、コア部幅方向の吹出空気温度差を低  
 減できる。

【0025】また、請求項13記載の発明では、請求項  
 5、11、12のいずれか1つにおいて、バイパスチュ  
 ーブ(50、51)は、ろう付けにより接合される接合  
 部(50a、51a)を有しており、この接合部(50  
 a、51a)を熱交換用コア部(11)の外周側に位置  
 させることを特徴としている。

【0026】これによると、バイパスチューブ(50、  
 51)の接合部(50a、51a)に、ろう付け前  
 に、フラックスを十分塗布して、バイパスチューブ(50、  
 51)の接合部のろう付け性を向上できる。なお、上記  
 各手段の括弧内の符号は、後述する実施形態記載の具体

的手段との対応関係を示すものである。

【0027】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態を図に  
 基づいて説明する。

(第1実施形態)図1および図2は本発明の第1実施形  
 態を示すもので、各実施形態の暖房用熱交換器10を採  
 用した空調ユニット4の車両への搭載レイアウトは前述  
 の図29と同じであるので、説明は省略する。

【0028】図1は第1実施形態の車両暖房用熱交換器  
 10の全体構成を示すもので、この熱交換器10では、  
 熱交換用コア部11を偏平チューブ11aとコルゲート  
 フィン11bにより構成している。この熱交換用コア  
 部11の上下方向寸法Hは通常100mm前後で、幅方  
 寸法Wは通常500mm前後であり、上下方向寸法H  
 に比して幅方向寸法Wが極端に大きい楕長形状になっ  
 ている。なお、車両への搭載性を考慮すると、幅方向寸  
 法Wは上下方向寸法Hの3倍以上とするのが好ましい。

【0029】偏平チューブ11aは、コア部11への暖  
 房用空気の流れ方向(図1紙面垂直方向)に対して平行  
 な偏平形状に形成されており、この偏平チューブ11aは  
 図1の上下方向に多数個並列配置されている。そして、  
 この多数個の偏平チューブ11aの相互間に波形状に成  
 形されたコルゲートフィン(フィン部材)11aを配置  
 し接合している。このコルゲートフィン11aには周知  
 のごとく暖房用空気の流れ方向に対して所定角度で斜め  
 に多数のルーバ(図示せず)が切り起こし形成されてお  
 り、このルーバの成形によりフィン熱伝達率を向上させ  
 ている。

【0030】第1実施形態では、熱交換用コア部11を  
 上下方向に2つのコア部、すなわち第1コア部110と  
 第2コア部111とに分割している。このコア部分割に  
 伴って、熱交換用コア部11の幅方向の両端にそれぞれ  
 偏平チューブ11aへの温水(熱源流体)の分配、集合  
 を行うタンク17、18を配置するとともに、このタン  
 ク17、18内にそれぞれ仕切り板19、20を配置し  
 て、タンク17、18内をそれぞれ上下のタンクに仕切  
 っている。すなわち、右側タンク17の上方のタンク1  
 7aは第1コア部110の幅方向の一端に位置する温水  
 入口側タンクとし、下方のタンク17bは第2コア部1  
 11の幅方向の一端に位置する温水出口側タンクとす  
 る。

【0031】また、左側のタンク18の上方のタンク1  
 8aは第1コア部110の幅方向の他端に位置する温水  
 出口側タンクとし、下方のタンク18bは第2コア部1  
 11の幅方向の他端に位置する温水入口側タンクとす  
 る。2つの温水入口側タンク17a、18bにはそれぞ  
 れ温水の入口パイプ21、22が接合されている。また、  
 2つの温水出口側タンク17b、18aにはそれぞれ  
 温水の出口パイプ23、24が接合されている。従っ  
 て、第1コア部110では入口パイプ21からの温水が

11

コア部幅方向の一端から他端方向に向かって流れ、第2コア部111では入口パイプ22からの温水がコア部幅方向の他端から一端方向に向かって流れる。

【0032】各タンク17、18はそれぞれ開口端面を有する箱状に成形されており、各タンク17、18の開口端面はそれぞれシートメタル25、26によって閉塞される。そして、シートメタル25、26には偏平状のチューブ挿入穴が多数個、図1の上下方向に1列または複数列並んで形成されている。偏平チューブ6の両端開口部はシートメタル25、26のチューブ挿入穴内にそれぞれ挿通され、接合される。また、コア部11のチューブ装置方向の最外側（図1の上下両端部）のコルゲートフィン11bのさらに外側にはサイドプレート27、28が配設され、このサイドプレート27、28は最外側のコルゲートフィン11bおよびシートメタル25、26に接合される。

【0033】なお、上記した熱交換器の各部材はすべてアルミニウム（アルミニウム合金を含む）で形成され、図1の組付状態に組付けた後に、この組付体をろう付け炉に投入して、各部材間を一体化することにより、熱交換器全体の組付が完了する。次に、図2は上記熱交換器10に温水を循環する温水回路を示すもので、30は車間走行用の水ポンプ式エンジン、31はウォータポンプで、エンジン30により駆動され、温水（エンジン冷却水）を図2の回路に循環する。32は温水を冷却するラジエータ、33は温水温度に応答して温水流路の切替を行うサーモスタットで、温水温度が所定値に上昇するまではウォータポンプ31により圧送される温水をバイパス回路34側に流し、温水温度が所定値以上に上昇すると温水をラジエータ32側に流すように温水流路を切替える。

【0034】35は温水弁で、暖房用熱交換器10の第1コア部110および第2コア部111に循環する温水流れを断続する弁手段をなす。第1実施形態では、温水弁35はエンジン30の温水出口側に配置され、そして、温水弁35の温水出口側は2つの流路36a、36bに分岐され、一方の流路36aが第1コア部110の入口パイプ21に接続され、他方の流路36bが第2コア部111の入口パイプ22に接続されている。第1コア部110の出口パイプ24は流路37aに、また、第2コア部111の出口パイプ23は流路37bにそれぞれ接続され、この両流路37a、37bは合流した後にウォータポンプ31の吸入側に接続されている。

【0035】次に、以上の構成において第1実施形態の動作を説明する。以上、エンジン30の運転時に温水弁35を開弁すると、ウォータポンプ31により圧送される温水が暖房用熱交換器10に循環する。すなわち、温水弁35の出口側で温水は2つの流路36a、36bに分岐され、一方の流路36aからの温水は第1コア部110の入口パイプ21から右側タンク17の上方の温水

12

入口側タンク17a内に流入する。

【0036】そして、この温水入口側タンク17aから温水は第1コア部110のチューブ11aを右側から左側へと流れ、この間に温水はチューブ11aからコルゲートフィン11bを介して空調空気中に放熱して、空調空気を加熱する。第1コア部110のチューブ11aを通過した温水は左側タンク18の上方の温水出口側タンク18aから出口パイプ24、流路37aを経てウォータポンプ31に吸入される。

【0037】一方、他方の流路36bからの温水は第2コア部111の入口パイプ22から左側タンク18の下方の温水入口側タンク18b内に流入する。そして、この温水入口側タンク18bからの温水は第2コア部111のチューブ11aを左側から右側へと流れ、この間に温水はチューブ11aからコルゲートフィン11bを介して空調空気中に放熱して、空調空気を加熱する。第2コア部111のチューブ11aを通過した温水は右側タンク17の下方の温水出口側タンク17bから出口パイプ23、流路37bを経て、上記流路37aからの温水と合流してウォータポンプ31に吸入される。

【0038】ところで、第1コア部110においては、温水入口側タンク17aからの温水がコア部上側半分を右側から左側に向かって順次放熱していくため、温水温度が右側から左側に向かって順次低下し、第1コア部110を通過した吐出空気温度は図3の㊶に示すように右側から左側に向かって低下していくことになる。なお、図3は縦軸に両コア部110、111の吐出空気温度をとり、横軸に両コア部110、111の幅寸法Wをとったものである。

【0039】これに対し、第2コア部111においては、温水入口側タンク18bからの温水がコア部下側半分を左側から右側に向かって順次放熱していくため、温水温度が左側から右側に向かって順次低下し、第2コア部111を通過した吐出空気温度は図3の㊷に示すように左側から右側に向かって低下していくことになる。そして、両コア部110、111を通過した空気は空調装置の吹出口に到達するまでの空気流路内で混合されるため、空調装置の吹出口から車室内に向かって吹き出される吐出空気温度は、図3の㊸のように㊶と㊷の平均された温度となるため、コア部の左右で温度差がほとんどない状態となる。これにより、横長の熱交換器であっても、車室内の左右（運転席側と助手席側）での吐出空気温度のバラツキを防止して、良好な空調フィーリングを得ることができる。

【0040】（第2実施形態）次に、第2実施形態を図4に基づいて説明すると、第1実施形態では熱交換用コア部11を上下方向に第1、第2コア部110、111の2つに分割しているが、第2実施形態では熱交換用コア部11を幅方向（左右方向）に第1、第2コア部110、111の2つに分割している。

50



【0041】このために、熱交換用コア部11の幅方向の左右両端にタンク17、18を配置するとともに、熱交換用コア部11の幅方向の中央部にも、タンク40を追加設置している。この中央部のタンク40は、2枚のアルミニウム製の凹状のタンクプレート41、42の外周縁部を接合することにより構成されるものであって、この中央部のタンク40内の空間はアルミニウム製の平板状の仕切り板43により、左右に2つのタンク40a、40bに仕切られている。この仕切り板43による仕切りによって、熱交換器10内の温水流路は幅方向（左右方向）に完全に2つに分割される。

【0042】そして、中央部のタンク40内の右側タンク40a内には右側の第1コア部110のチューブ11aの左側の開口端部が連通している。また、中央部のタンク40内の左側タンク40b内には左側の第2コア部111のチューブ11aの右側の開口端部が連通している。第1コア部110の右側端部に位置するタンク17の上側タンク17aが温水入口側タンクをなし、下側タンク17bが温水出口側タンクをなしている。従って、第1コア部110では上側の温水入口側タンク17aからの温水が上側のチューブ11aを右側から左側へと通過して中央部のタンク40の右側タンク40a内に流入し、ここで温水は方向転換して下側のチューブ11aを左側から右側へと通過して下側の温水出口側タンク17b内に流入する。

【0043】一方、第2コア部111の左側端部に位置するタンク18の下側タンク18bが温水入口側タンクをなし、上側タンク18aが温水出口側タンクをなしている。従って、第2コア部111では下側の温水入口側タンク18bからの温水が下側のチューブ11aを左側から右側へと通過して中央部のタンク40の左側タンク40b内に流入し、ここで温水は方向転換して上側のチューブ11aを右側から左側へと通過して上側の温水出口側タンク18a内に流入する。

【0044】図5は第2実施形態による温水回路であり、第1、第2コア部110、111の入口パイプ21、22は流路36a、36bを介して温水弁35の出口側に接続され、また、出口パイプ23、24は流路37a、37bを介してウォーターポンプ31の吸入側に接続されており、第1実施形態と同様の温水回路である。第2実施形態によると、上記のごとく第1コア部110では右側端部と中央部との間でUターンする温水流れを構成し、また、第2コア部111では左側端部と中央部との間でUターンする温水流れを構成して、このUターン流れの経路に従って温水が順次空気中に放熱し、温水温度が低下していくので、第1コア部110の吐出空気温度は図6の①の特性となり、また、第2コア部111の吐出空気温度は図6の②の特性となる。

【0045】従って、空調装置の吐出口から車室内に向かって吹き出される吐出空気温度は、図6の③のように

①と②の平均された温度となるため、コア部の左右で温度差がほとんどない状態となる。なお、図6に示す①、②の特性において、温水のUターン後に吐出空気温度が再度上昇するのは次の理由からである。すなわち、温水のUターン直前においては、空気への放熱によりチューブ11aの内壁面に接している温水温度がチューブ11a内中央の温水に比して大幅に低下しているが、このチューブ11aの内壁面側の低温の温水とチューブ11a内中央の高温の温水が中央部のタンク40a、40bで混合され、Uターン後ではチューブ11aの内壁面に接する温水の温度が再度上昇するからである。

【0046】（第3実施形態）次に、第3実施形態を図7～図10に基づいて説明すると、第1、第2実施形態では、第1コア部110と第2コア部111にそれぞれ入口パイプ21、22および出口パイプ23、24を必要とし、熱交換器10全体として合計4本の出入口パイプを設けることになるので、これらの出入口パイプに対する温水流路36a、36b、37a、37bの接続作業が煩雑となる。

【0047】そこで、第3実施形態では熱交換用コア部11の内部に第1、第2バイパス流路手段を内蔵することにより、熱交換器10全体として入口パイプと出口パイプが1本ずつで済み、出入口パイプに対する温水流路の接続作業を簡略化したものである。図7～図10において、上側の第1コア部110と、下側の第2コア部111との間（上の中間位置）に、左右両端のタンク17、18の内部を直結する2本のバイパスチューブ50、51が配設してある。この2本のバイパスチューブ50、51はコア部厚み方向（空気流れ方向）に並んで配設されており、第1バイパスチューブ50は上側の第1コア部110のためのバイパス流路手段であって、第2バイパスチューブ51は下側の第2コア部111のためのバイパス流路手段である。従って、バイパスチューブ50、51は、それぞれチューブ11aの流路と並列な温水流路を構成する。

【0048】この第1、第2バイパスチューブ50、51もアルミニウム製であって、その開口断面積は両コア部110、111の偏平チューブ11aの合計開口断面積に比して十分大きく設計してあって、具体的に出入口パイプ22、24の開口断面積とほぼ同程度に設計してある。そして、左右両端のタンク17、18はそれぞれ仕切り板19、20によって上下のタンク17a、17b、18a、18bに仕切られている。ここで、仕切り板19、20は図8、9に示すようにコア部厚み方向（空気流れ方向）において屈曲した形状となっている。

【0049】この仕切り板19、20の屈曲形状より、第1バイパスチューブ50の右側開口端部はシートメタル25のチューブ挿入穴を貫通して上側のタンク17a内に連通しており、この第1バイパスチューブ50の左側開口端部はシートメタル26のチューブ挿入穴を貫通

して下側のタンク18b内に流通している。また、第2バイパスチューブ51の右側開口端部はシートメタル25のチューブ挿入穴を貫通して下側のタンク17b内に流通しており、第2バイパスチューブ51の左側開口端部はシートメタル26のチューブ挿入穴を貫通して上側のタンク18a内に流通している。

【0050】左側タンク18の下側タンク18bに温水の入口パイプ22を接合し、上側タンク18aに温水の出口パイプ24を接合してある。第3実施形態では、以上のごとく構成しているから、入口パイプ22より導入された温水は下側タンク18b内で、下側の第2コア部111のチューブ11aを通過する流れと、第1バイパスチューブ50を通過する流れとに分かれる。そして、下側の第2コア部111で空気中に放熱した温水は右側タンク17の下側タンク17b内に流入する。

【0051】この下側タンク17b内に流入した温水は流れをUターンして第2バイパスチューブ51を通過して、左側タンク18の上側の出口側タンク18a内に流入する。ここで、第2バイパスチューブ51の開口断面積は出入口パイプ22、24とほぼ同程度であり、コア部のチューブ11aの合計開口断面積に比して大幅に大きいから、第2バイパスチューブ51を通過する温水の流通抵抗を十分小さくでき、温水流量の減少を抑制できる。

【0052】同様に、第1バイパスチューブ50を通過する温水の流通抵抗も十分小さくでき、第1バイパスチューブ50から温水は右側タンク17の上側タンク17a内に流入し、ここで温水は流れをUターンして、上側の第1コア部110のチューブ11aを右側から左側へと通過する。この第1コア部110においても、温水は空気中に放熱する。そして、温水は第1コア部110通過後に左側タンク18の上側の出口側タンク18a内に流入する。

【0053】従って、この上側の出口側タンク18a内において、第1コア部110および第2コア部111からの温水が合流した後に、出口パイプ24から外部に流出する。上記作動説明から理解されるように、上側の第1コア部110では温水が右側から左側へと通過して空気中に放熱するとともに、下側の第2コア部111では温水が左側から右側へと通過して空気中に放熱するから、両コア部110、111の吐出空気温度は図3の①、②と同様の特性となり、その平均温度は③と同様の特性となり、コア部の左右で温度差がほとんどない状態となる。

【0054】また、第3実施形態によると、両コア部110、111に対して共通の入口パイプ22と共通の出口パイプ24により温水を循環できるので、熱交換器10に対する温水回路として、図10に示すように温水弁35の出口側およびウォーターポンプ31の吸入側との間にそれぞれ1つの流路36a、37aを設置するだけで

よく、温水回路を大幅に簡素化できる。

【0055】（第4実施形態）図11は第4実施形態を示すもので、図1の第1実施形態を変形したものである。すなわち、第1実施形態では、左右のタンク17、18の内部を仕切り板19、20により上下のタンク17a、17b、18a、18bに仕切っているが、第4実施形態では、図11に示すように熱交換用コア部11の左右両端に、上下に分割した独立のタンク17a、17b、18a、18bを配置し、これにより仕切り板19、20を廃止している。

【0056】（第5実施形態）図12は第5実施形態を示すもので、図4の第2実施形態を変形したものである。すなわち、第2実施形態では、左右のタンク17、18の内部を仕切り板19、20により上下のタンク17a、17b、18a、18bに仕切っているが、第5実施形態では、図12に示すように熱交換用コア部11の左右両端に、上下に分割した独立のタンク17a、17b、18a、18bを配置し、これにより仕切り板19、20を廃止している。

【0057】（第6実施形態）図13は第6実施形態を示すもので、図7～図10の第3実施形態を変形したものである。すなわち、第3実施形態では、両コア部110、111のチューブ11aをコア部厚み方向（空気流れ方向）に1列のみ配置するとともに、バイパスチューブ50、51もそれぞれコア部厚み方向（空気流れ方向）に1列のみ配置しているが、第6実施形態では図13に示すように両コア部110、111のチューブ11a、バイパスチューブ50およびバイパスチューブ51をそれぞれコア部厚み方向（空気流れ方向）に複数（2列）配置している。

【0058】（第7実施形態）図14は第7実施形態を示すもので、バイパスチューブ50、51の配置形態を変更したものである。すなわち、第3、第6実施形態においては、バイパスチューブ50、51をいずれも熱交換用コア部11内に配設しており、従って、バイパスチューブ50、51にコルゲートフィン11bが接触することにより、バイパスチューブ50、51内の温水がコルゲートフィン11bを介して空気中に放熱しやすいという不具合がある。バイパスチューブ50、51内の温水の放熱は、コア部幅方向の吐出空気温度の不均一の原因となる。

【0059】これに対し、第7実施形態では、バイパスチューブ50、51を熱交換用コア部11の外部に配設して、バイパスチューブ50、51内の温水がコルゲートフィン11bを介して空気中に放熱することを防止するようにしたものである。より具体的には、熱交換用コア部11の外部のうち、熱交換用コア部11の空気下流側位置（後方位置）にバイパスチューブ50、51を配設している。これによると、熱交換用コア部11の空気下流側位置では、温水との熱交換による温度上昇した温

風がバイパスチューブ50、51と接触するので、バイパスチューブ50、51内の温水の放熱をより一層効果的に防止できる。

【0060】(第8実施形態) 図15は第8実施形態を示すもので、上記第7実施形態の変形であり、バイパスチューブ50、51を熱交換用コア部11の外側、具体的には、チューブ11aとコルゲートフィン11bの積層方向(コア部高さH方向)の側面外側に配設している。

【0061】これにより、バイパスチューブ50、51を熱交換用コア部11の通風経路の外側に位置させることができるので、バイパスチューブ50、51内の温水の放熱をほぼ完全に防止できる。しかも、バイパスチューブ50、51を熱交換用コア部11の通風経路の外側に位置させることにより、バイパスチューブ50、51が通風抵抗にならないので、通風経路の圧損を低減して、空調装置の風量増加を図ることができる。

【0062】(第9実施形態) 図16は第9実施形態を示すもので、図7～図10の第3実施形態を改良したものである。まず、図17により第3実施形態におけるバイパスチューブ50、51とコルゲートフィン11bとの配置形態について説明すると、バイパスチューブ50、51が矩形の断面形状になっているので、隣接するコルゲートフィン11bの折り曲げ頂部とバイパスチューブ50、51の平坦面とが、この平坦面の全長で線接触する。そのため、この両者11b、50、51間の接触面積(伝熱面積)が大きくなって、バイパスチューブ50、51からコルゲートフィン11bへの伝熱量が大きくなる。

【0063】そこで、第9実施形態では図16に示すように、バイパスチューブ50、51の断面形状を円管形状として、バイパスチューブ50、51の外周面がコルゲートフィン11bに対して点接触で接触して、この両者11b、50、51間の接触面積(伝熱面積)を僅少にしている。これにより、バイパスチューブ50、51からコルゲートフィン11bへの伝熱量を抑制するものである。

【0064】なお、バイパスチューブ50、51の断面形状は図16の円管形状に限らず、図18(a)の長円形状か、図18(b)の菱形でもよい。要は、バイパスチューブ50、51がコルゲートフィン11bの折り曲げ頂部に対して点接触するようにして、この両者11b、50、51間の接触面積(伝熱面積)を僅少にできる形状であれば、どのような断面形状でもよい。

【0065】また、2本のバイパスチューブ50、51のうち、温水入口側バイパスチューブ50内の温水からの放熱がコア部幅方向の吹出空気温度の不均一の原因となるので、温水入口側バイパスチューブ50のみをコルゲートフィン11bの折り曲げ頂部に対して点接触する断面形状としてもよい。

(第10実施形態) 図19は第10実施形態を示すもので、熱交換器組付のためのろう付けと同時にバイパスチューブ50、51の接合部を確実にろう付けできるようにしたものである。

【0066】バイパスチューブ50、51の製造方法としては、熱交換器組付の前に、バイパスチューブ50、51の接合部を予め溶接で接合しておき、その後、熱交換器の組付を行い、熱交換器各部を一体ろう付けする方法と、熱交換器各部のろう付けと同時に、バイパスチューブ50、51の接合部をろう付けする方法とが考えられる。

【0067】製造コストの面から見れば、後者の方法が有利であるが、その反面、熱交換器各部との一体ろう付けであるため、バイパスチューブ50、51のろう付け不良が発生しやすい。そこで、第10実施形態では、バイパスチューブ50、51のろう付け性向上を図るものであって、以下、第10実施形態について具体的に説明すると、バイパスチューブ50、51の具体的な材質は、例えば、芯材(A3000系)の片面(チューブ外側の面)にろう材(A4000系)をクラッドしたアルミニウムクラッド材である。バイパスチューブ50、51はこのアルミニウムクラッド材の薄板(例えば、板厚:0.25～0.30mm)を用いて、図20(a)～(e)の成形工程で成形される。

【0068】なお、熱交換用コア部11の通常の偏平チューブ11aもバイパスチューブ50、51と同じアルミニウムクラッド材を用いて、図21(a)～(g)の成形工程で成形される。熱交換用コア部11のコルゲートフィン11bはろう材をクラッドしないアルミニウムベア材(A3000系)を波形状に成形したものである。

【0069】このようにして成形されたバイパスチューブ50、51と偏平チューブ11aとコルゲートフィン11bとを図19に示すように組付けする。このとき、バイパスチューブ50、51の接合部50a、51aが熱交換用コア部11の外側に向くようにして、コア部11の組付を行う。なお、偏平チューブ11aの接合部11a'についても、熱交換用コア部11の外側に向くように組付を行うことが偏平チューブ11aのろう付け確保のために好ましいが、偏平チューブ11aの高さaが非常に小さい(1.4～1.8mm程度)ので、偏平チューブ11aの接合部11a'を熱交換用コア部11の外側位置に設定することはできない。

【0070】これに対し、バイパスチューブ50、51の高さbは十分高い(13mm程度)ので、バイパスチューブ50、51の接合部50a、51aを熱交換用コア部11の外側位置に設定することは容易である。図19には図示しないが、コア部11の組付に引き続いて、タンク17、18等の部材の組付を行って、熱交換器全体(図7参照)を組付け、この組付状態を適宜の工具に

て保持する。

【0071】次に、図19に示すようにコア部11の外面に、フラックス噴射器（ノズル）Nからフラックスを吹きつけて、フラックスを熱交換用コア部11の外面に塗布する。これにより、バイパスチューブ50、51の接合部50a、51aに、フラックスをろう付け前に十分塗布しておくことができる。ここで、フラックスとしては、例えば、非腐食性のフッ化物系フラックス（KF・AlF<sub>3</sub>）が好適である。

【0072】次に、熱交換器の組付体を窒素ガスまたは不活性ガス雰囲気下のろう付け加熱炉内に搬入し、ろう材の温度まで加熱して、熱交換器全体を一休ろう付けする。この際、バイパスチューブ50、51の接合部50a、51aに予めフラックスを十分塗布してあるので、アルミニウム表面の酸化皮膜（ろう付けの障害要因）をフラックスにより除去して、バイパスチューブ50、51のろう付け性を向上させる。

【0073】なお、バイパスチューブ50、51の接合部50a、51aには凹部が形成されるので、フラックス塗布時に接合部50a、51aが図19に示すように水平方向に向くように保持して、接合部50a、51aの凹部にフラックスが溜まるようにした方がよい。同様に、ろう付け工程においても、接合部50a、51aが図19に示すように水平方向に向くように保持して、接合部50a、51aの凹部に溶融ろう材が溜まるようにした方がよい。接合部50a、51aが仮に上下方向に向いていると、溶融ろう材が自重にて接合部50a、51aの凹部に沿って下方へ落下してしまうが、接合部50a、51aを水平に保持することにより、接合部50a、51aの凹部に溶融ろう材が集まって保持されるので、バイパスチューブ50、51のろう付け性をさらに向上できる。

【0074】なお、第10実施形態におけるバイパスチューブ50、51の断面形状は、図19、図20に示す矩形形状のものに限らず、図2の円管状でもよく、また、図23のようにバイパスチューブ50、51の断面矩形形状の通路を2つに分割する形状にしてもよい。さらに、図24に示すように、断面矩形形状のバイパスチューブ50、51における接合部50a、51aをチューブ外方へ突出させる形状としてもよい。要は、バイパスチューブ50、51の接合部50a、51aをコア部外面側に位置させて、接合部50a、51aへのフラックス塗布を確実に行うことができるようにすればよい。

【0075】（第11実施形態）図25、26は第11実施形態を示すもので、上述した第1～第10実施形態では、横長熱交換器において、熱交換用コア部11を上下方向または幅方向に2分割して、第1コア部110および第2コア部111を構成しているが、第11実施形態では、熱交換用コア部11を空気流方向Cの前後に2分割して、第1コア部110および第2コア部

111を構成するものである。

【0076】以下、第11実施形態による熱交換器構造を具体的に説明すると、図示左側のタンク18は温水の入口パイプ22と温水の出口パイプ24を有する温水出入口用のタンクであり、また、図示右側のタンク17は温水をUターンさせる中継タンクである。この両タンク17、18の内側は、それぞれ仕切り板19、20によって空気流れ方向Cの前後に位置する2つずつのタンク17a、17b、18a、18bに仕切られている。

【0077】ここで、仕切り板19、20は図26に示すようにコア部厚み方向（空気流れ方向C）において屈曲した形状となっている。仕切り板19の屈曲形状より、温水出入口用のタンク18では、温水の入口パイプ22を後側の入口側タンク18bの最下部に連通させ、また、温水の出口パイプ24を前側の出口側タンク18aの最上部に連通させている。なお、図26の2点鎖線dは、仕切り線19によるコア部11の仕切り線を示す。

【0078】第1バイパスチューブ50は本例ではコア部11の最下部に配置された断面矩形形状のものであり、また、第2バイパスチューブ51は本例ではコア部11の最上部に配置された断面矩形形状のものである。この両バイパスチューブ50、51の幅寸法はそれぞれコア部11の空気流れ方向Cの厚みと同一寸法にしてある。そして、上記した仕切り板19、20の屈曲形状より、第1バイパスチューブ50の左側開口端部はシートメタル（図7のシートメタル26に相当するもので、本例では図示を省略）のチューブ挿入穴を貫通して後側の入口側タンク18bの最下部に連通している。この第1バイパスチューブ50の右側開口端部はシートメタル（図7のシートメタル25に相当するもので、本例では図示を省略）のチューブ挿入穴を貫通して前側タンク17a内に連通している。

【0079】また、第2バイパスチューブ51の左側開口端部は、同様に図示しないシートメタルのチューブ挿入穴を貫通して前側の出口側タンク18aの最上部に連通しており、第2バイパスチューブ51の右側開口端部は図示しないシートメタルのチューブ挿入穴を貫通して後側のタンク17b内に連通している。第11実施形態では、以上のどく構成しているから、入口パイプ22より導入された温水は、図示左側タンク18の後側の入口側タンク18b内で、後側の第2コア部111のチューブ11aを通過する流れと、第1バイパスチューブ50を通過する流れとに分かれる。そして、後側の第2コア部111で空気中に放熱した温水は右側タンク17の後側タンク17b内に入ります。

【0080】この後側タンク17b内に入れた温水は流れをUターンして第2バイパスチューブ51を通過して、左側タンク18の前側の出口側タンク18a内へ流入する。ここで、第2バイパスチューブ51の開口断面

21

積は出入口パイプ22、24とはほぼ程度であり、コア部のチューブ11aの合計開口断面積に比して大幅に大きいから、第2バイパスチューブ51を通過する温水の流通抵抗を十分小さくでき、温水流量の減少を抑制できる。

【0081】同様に、第1バイパスチューブ50を通過する温水の流通抵抗も十分小さくでき、第1バイパスチューブ50から温水は右側タンク17の前側タンク17a内に流入し、ここで温水は流れをUターンして、前側の第1コア部110のチューブ11aを右側から左側へと通過する。この第1コア部110においても、温水は空气中に放熱する。そして、温水は第1コア部110通過後に左側タンク18の前側の出口側タンク18a内に流入する。

【0082】従って、この前側の出口側タンク18a内において、第1コア部110および第2コア部111からの温水が合流した後に、出口パイプ24から外部に流出する。上記作動説明から理解されるように、前側の第1コア部110では温水が右側から左側へと通過して空气中に放熱するとともに、後側の第2コア部111では温水が左側から右側へと通過して空气中に放熱するから、両コア部110、111の吹出空気温度は図3の①、②と同様の特性となり、その平均温度は③と同様の特性となる。従って、横長のコア部11であっても、コア部11の幅W方向で温度差がほとんどない、均一な車室内吹出温度が得られる。しかも、第1コア部110および第2コア部111を空気流れ方向Cの前後に配置しているから、空調空気はこの両コア部110、111をともに通過することになり、そのため、熱交換器のコア部11の吹出直後にて均一な吹出温度が得られる。

【0083】また、第1実施形態においても、第3実施形態と同様に、2つのコア部110、111に対して共通の入口パイプ22と共通の出口パイプ24により温水を循環できるので、温水回路を大幅に簡素化できる。(他の実施形態)なお、図13に示す第6実施形態以外の他の実施形態においても、両コア部110、111のチューブ11aをコア部厚み方向(空気流れ方向)に複数列(2列)配置してもよいことはもちろんである。

【0084】また、図4の第2実施形態において、右側タンク17の入口パイプ21と出口パイプ23の上下を逆にして、第1コア部110においても温水が下側から流入し、Uターン後に温水が上側を流れるようにすることもできる。また、上記各実施形態は温水が循環する暖房用熱交換器について説明したが、冷凍サイクルの蒸発器で冷却された低温ブライン(車結温度を下げる成分を添加した水)を空調ユニット内の冷房用熱交換器に循環させ、この冷房用熱交換器にて空調空気を冷却するブライインの車両用空調装置も知られており、この車両用空調装置における冷房用熱交換器が横長形状となる場合は、この横長形状の冷房用熱交換器に本発明を適用する

22

ことにより、上記各実施形態と同様の作用効果を発揮できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施形態を示す暖房用熱交換器の縦断面図である。

【図2】第1実施形態の暖房用熱交換器を設置した温水回路図である。

【図3】第1実施形態の暖房用熱交換器の吹出空気温度の特性図である。

10 【図4】本発明の第2実施形態を示す暖房用熱交換器の縦断面図である。

【図5】第2実施形態の暖房用熱交換器を設置した温水回路図である。

【図6】第2実施形態の暖房用熱交換器の吹出空気温度の特性図である。

【図7】本発明の第3実施形態を示す暖房用熱交換器の縦断面図である。

【図8】図7のA-A矢視断面図である。

【図9】図7のB-B矢視断面図である。

20 【図10】第3実施形態の暖房用熱交換器を配置した温水回路図である。

【図11】本発明の第4実施形態を示す暖房用熱交換器の縦断面図である。

【図12】本発明の第5実施形態を示す暖房用熱交換器の縦断面図である。

【図13】本発明の第6実施形態を示すもので、図7のA-A矢視断面図に相当する断面図である。

【図14】本発明の第7実施形態を示す暖房用熱交換器の斜視図である。

30 【図15】本発明の第8実施形態を示す暖房用熱交換器の斜視図である。

【図16】本発明の第9実施形態を示すもので、熱交換用コア部の幅方向中央位置における断面図である。

【図17】第9実施形態と比較する熱交換用コア部の幅方向中央位置における断面図である。

【図18】第9実施形態におけるバイパスチューブの変形例を示す断面図である。

【図19】本発明の第10実施形態を示すもので、熱交換用コア部の幅方向中央位置における断面図である。

40 【図20】第10実施形態のバイパスチューブの成形工程の説明図である。

【図21】第10実施形態の偏平チューブの成形工程の説明図である。

【図22】第10実施形態のバイパスチューブの変形例を示す断面図である。

【図23】第10実施形態のバイパスチューブの他の変形例を示す断面図である。

【図24】第10実施形態のバイパスチューブのさらに他の変形例を示す断面図である。

50 【図25】本発明の第11実施形態を示す暖房用熱交換

23

器の斜視図である。

【図26】第11実施形態による暖房用熱交換器の分解斜視図である。

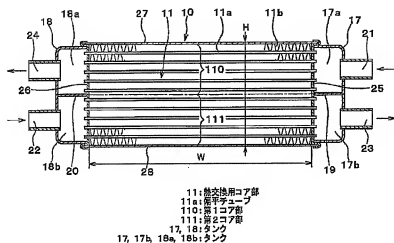
【図27】従来の車両用空調装置における空調ユニット搭載状態を示す車両前部の概略断面配置図である。

【図28】図27の空調ユニットに内蔵される暖房用熱交換器の縦断面図である。

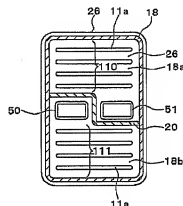
【図29】本発明による暖房用熱交換器を適用する空調ユニットの搭載状態を示す車両前部の概略断面配置図である。

\*10

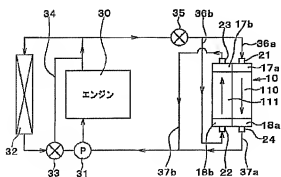
【図1】



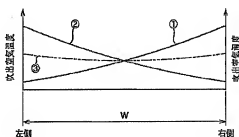
【図8】



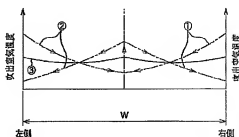
【図2】



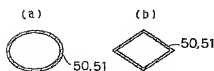
【図3】



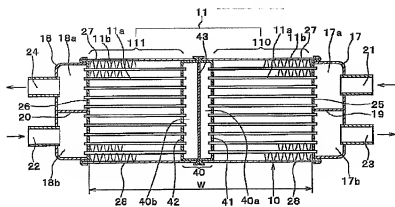
【図6】



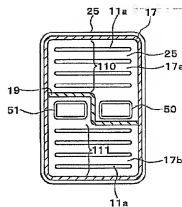
【図18】



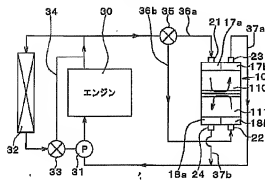
【図4】



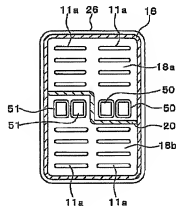
【図9】



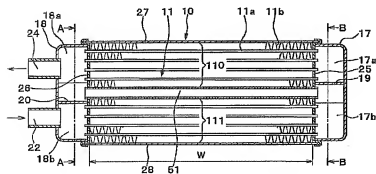
【図5】



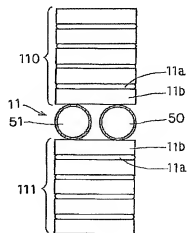
【図13】



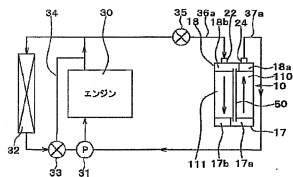
【図7】



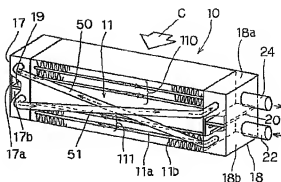
【図16】



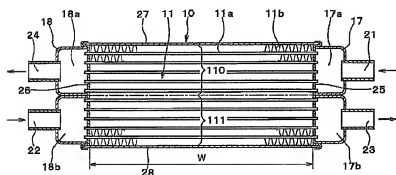
【図10】



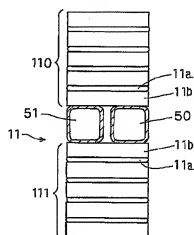
【図14】



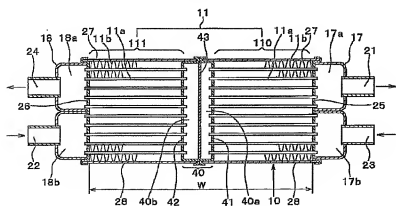
【図11】



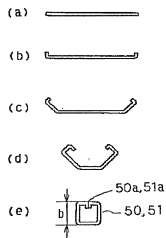
【図17】



【図12】

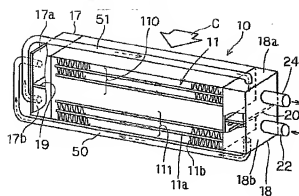


【図20】

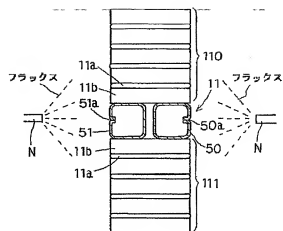




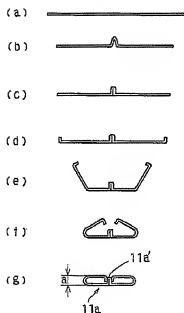
【図 15】



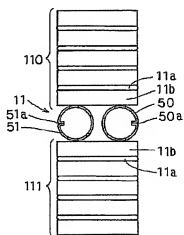
【図 19】



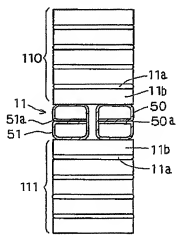
【図 21】



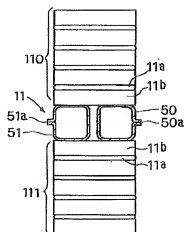
【図 22】



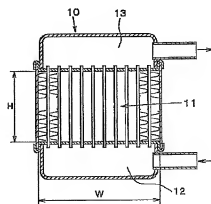
【図 23】



【図 24】

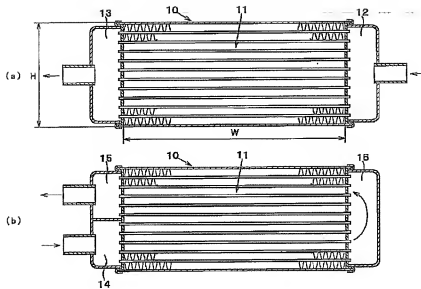


【図 28】





【図30】



フロントページの続き

(72)発明者 杉 光  
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社  
デンソー内

(72)発明者 上村 幸男  
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社  
デンソー内